5. PROIECTAREA ARBORILOR

Arborii pe care se fixează roţile sunt solicitaţi la:

- *torsiune* de momentele $T_{I,II,III}$ - considerate constante pe fiecare arbore între tronsoanele pe care se montează elementele active (roţi dinţate);
- *încovoiere* determinată de acţiunea forţelor, considerate concentrate, din angrenaje (componentele tangenţiale $F_{t1(2)k}$ și $F_{t1(2)c}$, radiale $F_{r1(2)k}$ și $F_{r1(2)c}$, axiale $F_{a1(2)k}$ și $F_{a1(2)k}$), momentele de încovoiere M_i având variaţie liniară descrescătoare către reazeme.

Dimensiunile (diametrele tronsoanelor) arborilor rezultă pe baza unui *calcul de rezistenţă* la solicitare compusă *încovoiere-torsiune*, după care se efectuează *calculul de verificare.*

Calculul arborilor se efectuează în următoarea succesiune:
- predimensionarea;
- alegerea rulmenţilor pentru rezemare;
- stabilirea dimensiunilor tronsoanelor pe fiecare arbore;
- proiectarea formei arborilor;
- alegerea asamblărilor arbore - butuc;
- verificarea: la oboseală, la rigiditate (deformaţii flexionale, torsionale), la vibraţii.

5.1. Predimensionarea arborilor

Această etapă constaă în ***determinarea*** prin calcul a ***diametrelor tronsoanelor*** cu rol funcţional sau constructiv pentru fiecare arbore al transmisiei pe baza diagramei de moment de încovoiere echivalent.

Calculul se desfăşoară parcurgând urmatoarele <u>*etape*</u>:

1) Se stabileşte ***diametrul preliminar*** al arborelui din condiţia de rezistenţă la torsiune:

$$d_{pI,II,III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{I,II,III}}{\pi \cdot \tau_{at}}} \qquad [\text{mm}] \qquad (5.1)$$

în care: $\tau_{at} = \mathbf{15 \ldots 25}$ MPa- rezistenţa admisibilă la torsiune pentru materialul arborelui (oţel), iar momentele de torsiune sunt: $T_I = T_{1k}$, $T_{II} = T_{2k} = T_{1c}$, rspectiv $T_{III} = T_{2c}$.

2) ***Alegerea materialului***

Pentru construcţia arborilor se utilizează *oţeluri* care se aleg în funcţie de natura solicitării:

- uşoară: **OL 50 , OL 60** - STAS 500 – 80,
- medie : **OLC 35 , OLC 45** , **OLC 50** - STAS 880 – 80,
- mari: **40CrNi10, 41CrNi12, 36Mo17, 40Cr10, 50VCr10** - STAS 791 – 80.

Observaţie: pinionul z_{1k}, respectiv z_{1c} se realizează direct pe arbore dacă:

$$d_{ae1} \le 1{,}8 \cdot d_{pI} \qquad \text{- la angrenajul conic} \qquad (5.2)$$

$$d_{a1} \le 1{,}8 \cdot d_{pII} \qquad \text{- la angrenajul cilindric;} \qquad (5.3)$$

3) ***Lungimile tronsoanelor*** se stabilesc în funcţie de elementele ce se montează pe arbori (roţi de curea, roţi dinţate, rulmenţi, etanşări, capace) ţinând seama de *recomandări*.

4) ***Stabilirea încărcărilor*** pe fiecare arbore: se face considerând *forţele calculate concentrate*, aplicate pe arbori şi în punctele de contact ale dinţilor roţilor dinţate, cu *sensuri* stabilite în funcţie de sensul de rotaţie a fiecărui element (conducător sau condus).

5) ***Trasarea diagramelor de momente echivalente***

Deoarece asupra fiecărui arbore acţionează câte *3 forţe* F_t, F_r, F_a reciproc perpendiculare, acţiunea lor se poate studia în *două plane* (vertical şi orizontal) care se intersecteaza dupa axa de rotaţie (simetrie) a arborilor.

Se parcurg urmatoarele <u>*etape*</u>:

- ***Trasarea diagramelor de momente încovoietoare în plan vertical*** M_{iV}

se efectueaza respectând următoarea ordine:

- *reprezentarea forţelor* care actionează *în plan vertical* în punctele de aplicaţie şi cu sensurile rezultate din schema de funcţionare;
- *determinarea reacţiunilor* din reazeme (punctele de sprijin ale arborilor) – rulmenţii
  A, B - pentru arborele I;
  C, D - pentru arborele II;
  E, F – pentru arborel III

pe baza ecuaţiilor de echilibru de forţe şi momente de încovoiere

$$\Rightarrow V_A, V_B, V_C, V_D, V_E, V_F \quad [\text{N}] \qquad (5.4)$$

- *calculul momentelor de încovoiere în plan vertical* M_{iV} [Nmm] -în secţiunile caracteristice pe fiecare arbore, aplicând convenţia de semn (cunoscută de la Rezistenţa materialelor);

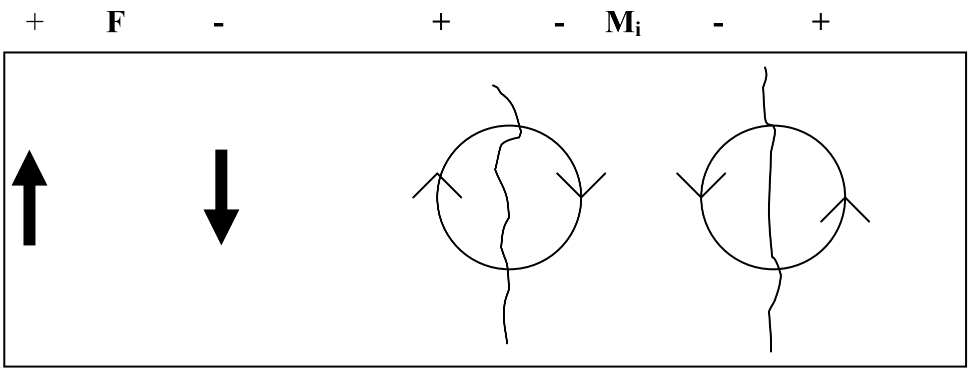


Fig. 5.1 *Convenţia de semn pentru forţe şi momente*

- *reprezentarea diagramei* M_{iV}.

- ***Trasarea diagramelor de momente încovoietoare în plan orizontal*** M_{iH}

se efectuează respectând următoarea ordine:

- *reprezentarea forţelor* care acţionează *în plan orizontal* în punctele de aplicaţie şi cu sensurile rezultate din schema de funcţionare;
- *determinarea reacţiunilor* din reazeme (punctele de sprijin ale arborilor) - rulmenţii
  A, B - pentru arborele I;
  C, D - pentru arborele II;

E, F – pentru arborel III
pe baza ecuatiilor de echilibru de forţe şi momente de încovoiere

$$\Rightarrow H_A, H_B, H_C, H_D, H_E, H_F \qquad [N] \qquad (5.5)$$

- *calculul momentelor de încovoiere în plan orizontal* M_{iH} [Nmm] - în secţiunile caracteristice pe fiecare arbore, aplicând convenţia de semn;
- *reprezentarea diagramei* M_{iH}.

- ***Trasarea diagramei de momente de încovoiere rezultante*** - pe baza diagramelor anterioare, folosind adunarea geometrică, punct cu punct cu relaţia:

$$(M_{irez})_j = \sqrt{(M_{iV})_j^2 + (M_{iH})_j^2} \qquad [N\ mm] \qquad (5.6)$$

în care: j = 1, 2 , 3 ... - punctele care delimitează tronsoanele caracteristice pentru montarea elementelor constructive pe fiecare arbore;

- ***Trasarea diagramei de momente de torsiune*** $T_{I,II,III}$ [N mm] , considerat **constant,** care solicită fiecare arbore, aplicat pe lungimile între care se transmite;

- ***Trasarea diagramei de momente de încovoiere echivalente*** M_{iech} - pentru fiecare tronson caracteristic *j ,* separat (diferit) pentru arborii I , II şi III, cu relaţia;

$$(M_{iech})_j = \sqrt{(M_{irez})_j^2 + (\alpha \cdot T)_j^2} \qquad [N\ mm] \qquad (5.7)$$

în care: $\alpha = \dfrac{\sigma_{aiIII}}{\sigma_{aiI}}$ - coeficientul de asimetrie al ciclurilor de solicitare la încovoiere şi torsiune, ştiind că: σ_i - variază dupa un ciclu alternant - simetric (III);
τ_t - " " " pulsant (II);

Valorile rezistenţelor admisibile la încovoiere şi torsiune sunt indicate în **tabelul 1.3 /p. 13** în funcţie de tipul materialului arborelui şi rezistanţa lui de rupere [MPa].

6) ***Calculul diametrului minim pentru fiecare tronson*** al arborelui I, II sau III, cu relaţia:

$$d_{j\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot (M_{iech})_{\max j}}{\pi \cdot \sigma_{aiIII}}} \qquad [mm] \qquad (5.8)$$

unde: $(M_{iech})_{\max j}$ - momentul de încovoiere echivalent maxim pe tronsonul *j.*

Observaţie: Pentru proiectarea formei şi alegerea corectă a dimensiunilor fiecărui tronson de pe arbori, se vor dimensiona mai întâi rulmenţii.

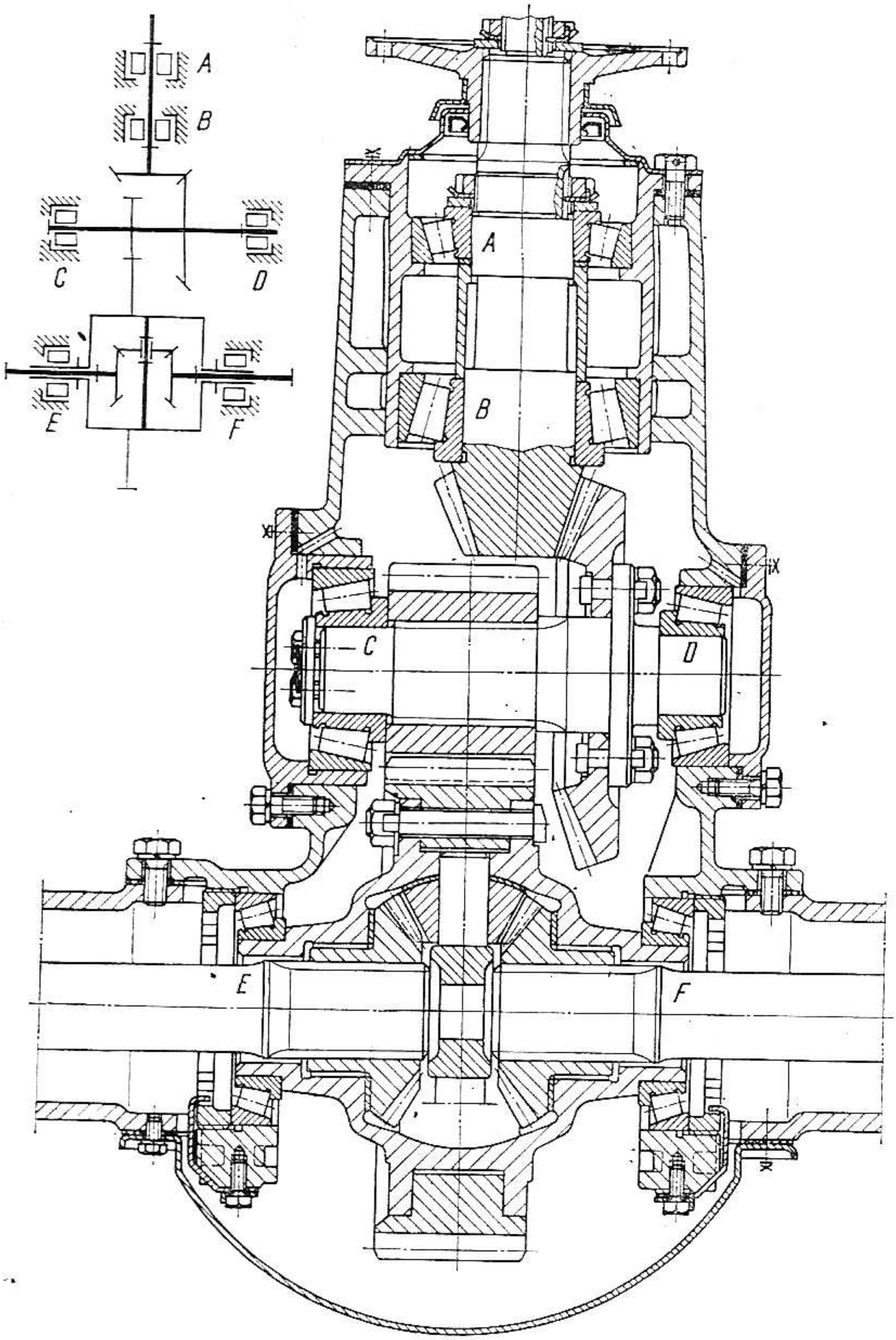


Fig. 5.2 *Puntea spate a auni autovehicul (lagăre realizate cu rulmenți radial-axiali cu role conice*

Pentru ***arborii*** *I, II* şi *III* se stabilesc următoarele *lungimi ale tronsoanelor* (corelate cu schema transmisiei principale duble din figura 5.2):

Arborele de intrare I

L_c - lungimea tronsonului canelat pentru montarea flanșei de antrenare a arborelui pinionului de atac se determină prin *calculul asamblării prin caneluri dreptunghiulare*.

Lungimea necesară a canelurilor:

$$L_c \geq \frac{S'}{s'} \tag{5.9}$$

în care: S' - suprafața portantă necesară pentru transmiterea momentului de torsiune nominal la intrarea în transmisia principală și s' - suprafața portantă a flancurilor canelurii/unitatea de lungime determinate cu relațiile:

$$S' = \frac{T_i}{r_m \cdot \sigma_{as}} \tag{5.10}$$

$$s' = 0{,}75 \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2}\right) - 2 \cdot c \tag{5.11}$$

cu: $d = d_{pI}$ (adoptat la predimensionare) rotunjit la valoare standard pentru caneluri dreptunghiulare *seria mijlocie* (**tabelul 2.2.4**), funcție de care se aleg dimensiunile canelurilor: $z \times d \times D$, b, d_1, *f*, *c*, *r*,

$r_m = \dfrac{d+D}{4}$ - raza medie a profilului canelurii,

σ_{as} = ***7...10 MPa*** – tensiunea admisibilă la strivire a flancurilor canelurilor (se adoptă).

Se adoptă:

$l_2 = (B_{r_I}) = (0{,}8...1) \cdot d_{pI}$ - lăţimea tronsoanelor pentru montarea rulmenţilor;

$L_2 = l' = (2{,}5...3) \cdot d_{pI}$ - distanţa între lagărele arborelui cu consolă;

Lungimea între lagăre – rezultă prin calcul: $l_3 = L_2 - l_2$

$l_4 = a =$ **10…15** mm - distanţa de la roata dinţată la peretele carcasei;

b - lăţimea butucului roţii dinţate conice (de la calculul elementelor geometrice).

Lungimile de calcul pentru punctele de aplicaţie ale forţelor se stabilesc astfel:

$L_1 = \dfrac{L_c}{2} + l_1 + \dfrac{l_2}{2}$; L_2 - stabilit anterior; $L_3 = \dfrac{l_2}{2} + l_4 + \dfrac{b}{2}$

Arborele intermediar II

$l_5 = (B_{r_II}) = (0{,}8...1) \cdot d_{pII}$ - lăţimea tronsoanelor pentru montarea rulmenţilor;

$l_6 = a =$ **10…15** mm - distanţa de la roata dinţată la peretele carcasei;

b_1 - lăţimea pinionului cilindric;

$l_7 = c =$**10…15** mm - distanţa între roţile dinţate montate pe aceeaşi axă;

b - lungimea butucului roţii conice conduse;

Lungimile de calcul pentru punctele de aplicaţie ale forţelor se stabilesc astfel:

$$L_4 = \frac{l_5}{2} + l_6 + \frac{b_1}{2}; \qquad L_5 = \frac{b_1}{2} + l_7 + \frac{b}{2}; \qquad L_6 = \frac{b_1}{2} + l_6 + \frac{l_5}{2}$$

Arborele de ieşire III (carcasa diferențialului) pe care este montată roata cilindrică condusă la mijlocul distanței între rulmenții de sprijin:

$l_8 = (B_{r_III}) = (0{,}8...1) \cdot d_{pIII}$ - lăţimea tronsoanelor pentru montarea rulmenţilor;

l_9 - distanța de la roata cilindrică la carcasă rezultă din dimensionarea diferențialului (se adoptă constructiv): $l_9 = (1{,}2...1{,}5) \cdot d_{pIII}$.

Lungimile de calcul pentru punctele de aplicaţie ale forţelor sunt egale cu:

$$L_7 = \frac{l_8}{2} + l_9 + \frac{b_2}{2}.$$

5.2. Proiectarea lagărelor cu rulmenți

Pentru rezemarea arborilor transmisiei principale a autovehiculului se utilizează *rulmenți* (lagăre cu rostogolire) dispuși câte o pereche pe fiecare arbore și care formează un singur subansamblu. Rulmenții au un dublu rol:

- preiau forțele cu care este încărcat arborele și le transmit carcasei,
- permit realizarea mișcării relative de rotație între arbori și carcasă în condiții impuse de precizie și durabilitate.

Etapele ce trebuie parcurse în proiectarea unui subansamblu cu rulmenți sunt reprezentate în schema din figura 5.3.



Fig. 5.3 *Schema logică utilizată la proiectarea lagărelor cu rulmenți*

Datele inițiale necesare pentru proiectarea unui ansamblu cu rulmenți se referă la: natura și mărimea forțelor, turația de funcționare, durabilitatea impusă, dimensiuni constructive impuse sau limitate, rigiditatea arborelui, mărimea deformațiilor unghiulare, lungimea arborelui și variațiile de temperatură în funcționare, cerințe de precizie a mișcării, valori limită pentru nivelul de vibrații și zgomot, condiții de ungere, cerințe deosebite de etanșare.

1) Determinarea încărcărilor din reazeme *(lagăre)* se stabilește funcție de forțele radiale și axiale cu care este încărcat arborele astfel:

• *forța radială rezultantă* se calculează pe baza reacțiunilor din reazeme stabilite în plan vertical, respectiv orizontal la etapa de predimensionare a arborilor:

$$F_R = \sqrt{V^2 + H^2} \qquad [\text{N}] \qquad (5.12)$$

pentru fiecare punct de sprijin A, B, C, D, E și F de pe arborii transmisiei principale;

• *forța axială* de pe fiecare arbore (I, II și III) care urmează să fie preluată de unul dintre lagăre funcție de schema de lăgăruire adoptată:

$$\begin{aligned} F_{A_I} &= F_{a1k} \\ F_{A_II} &= \left|F_{a2k} - F_{a1c}\right| \qquad [\text{N}] \qquad (5.13) \\ F_{A_III} &= F_{a2c} \end{aligned}$$

***2) Alegerea schemei de lăgăruire** (varianta de rezemare)*

La proiectarea lagărelor cu rulmenți este necesar să se țină seama de faptul că acestea trebuie să realizeze fixarea radială și axială a arborelui. De asemenea, montajul proiectat nu trebuie să inducă forțe suplimentare în rulmenți atunci când arborele se dilată termic sau se încovoaie sub acțiunea forțelor exterioare.

După modul de preluare a forțelor axiale de către cele două lagăre se deosebesc două *soluții de rezemare*:

2.1) lagăr conducător (fix) – *lagăr liber* (mobil): se utilizează în cazul arborilor de lungime medie sau mare și la care sunt posibile variații de temperatură în timpul funcționării.

Lagărul conducător are rolul de a prelua reacțiunea radială corespunzătoare și întreaga forță axială a arborelui, pentru ambele sensuri, iar rulmentul care materializează lagărul conducător este fixat atât pe arbore cât și în carcasă.

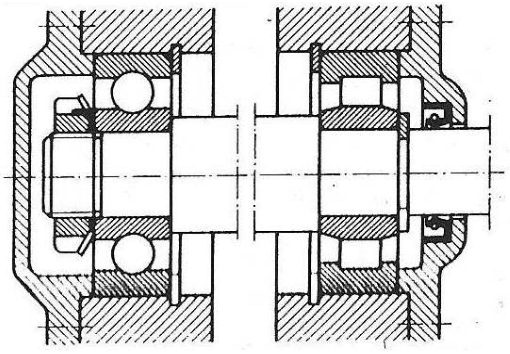
Lagărul liber preia reacțiunea radială corespunzătoare și permite deplasarea axială în raport cu carcasa evitând astfel încărcări axiale suplimentare. Deplasarea axială se poate realiza în interiorul rulmentului prin utilizarea rulmenților radiali cu role cilindrice fără umeri de sprijin (tip N sau NU). Pentru deplasări axiale mari se prevede deplasarea axială a întregului rulment prin utilizarea unui ajustaj adecvat între inelul exterior și carcasă.

Dintre cele două lagăre ale unui arbore se stabilește ca lagăr conducător rulmentul cu încărcarea radială mai mică.

2.2) conducere reciprocă: fiecare din cele două lagăre poate prelua sarcina axială numai într-un sens, soluția fiind recomandată la arbori scurți.

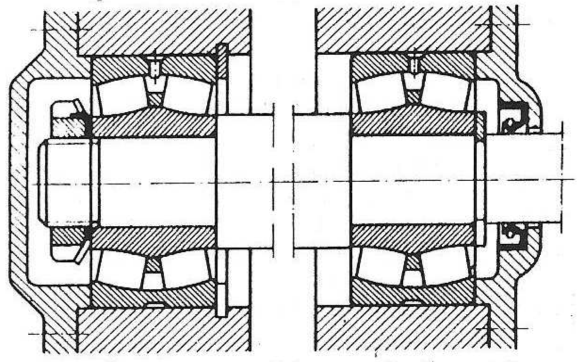
În figura 5.4 sunt reprezentate soluții de utilizare a variantei de rezemare lagăr fix – lagăr mobil:

a) lagărul fix este un rulment radial cu bile pe un rând, iar lagărul mobil un rulment cu role cilindrice cu ambele inele fixate cu ajustaj cu strângere pe arbore și în carcasă;
b) ambele lagăre sunt realizate cu rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rânduri din care lagărul fix este montat cu ajustaj cu strângere atât pe arbore cât și în carcasă, iar lagărul mobil este inelul exterior montat cu ajustaj alunecător în carcasă ceea ce permite deplasarea axială în ambele sensuri;
c) lagărul fix este format din doi rulmenți radial-axiali cu role conice, montați împerecheați, iar lagărul mobil este format dintr-un rulment radial cu role cilindrice de tip NU montat în alezajul carcasei cu ajustaj cu strângere;
d) lagărul fix este format dintr-un rulment radial cu role cilindrice de tip NUP, iar lagărul mobil este format dintr-un rulment radial cu role cilindrice tipul NU;
e) lagărul fix format dintr-un rulment radial cu role cilindrice de tipul NU, care preia sarcinile radiale și dintr-un rulment cu bile cu patru puncte de contact de tipul QJ (descărcat la exterior), iar lagărul mobil este format dintr-un rulment radial cu role cilindrice de tipul NU;
f) lagărul fix format dintr-un rulment radial cu ace de tipul NA care preia sarcinile radiale și un rulment radial cu bile pe un rând (descărcat la exterior), iar lagărul mobil este format dintr-un rulment radial cu ace de tipul NA;
g) lăgăruirea în cazul arborilor scurți se poate face și cu doi rulmenți cu role conice, montați în X, care pot fi considerați ca lagăr cu conducere reciprocă.



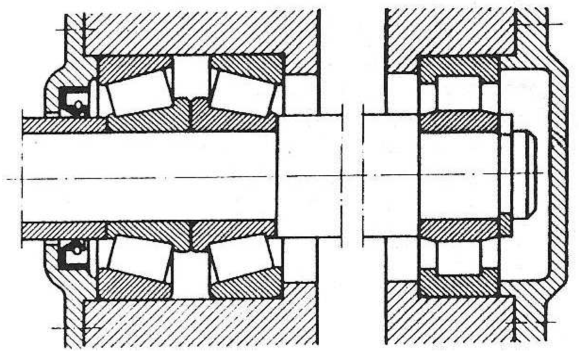
lagăr fix *lagăr mobil*

a)



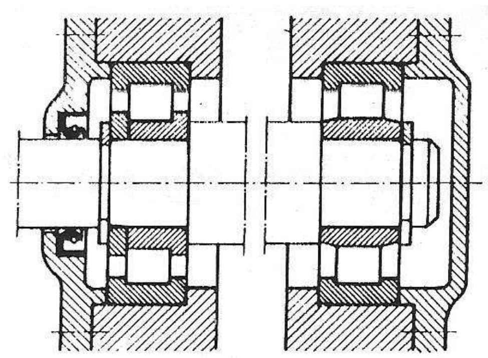
lagăr fix *lagăr mobil*

b)



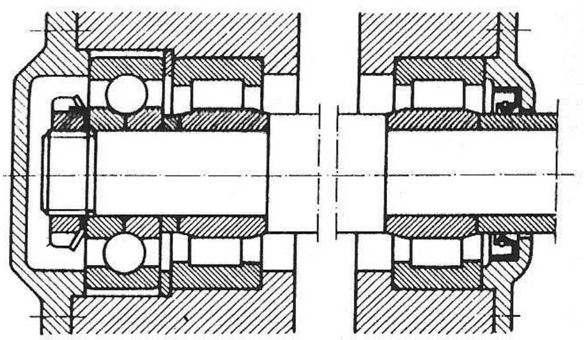
lagăr fix *lagăr mobil*

c)



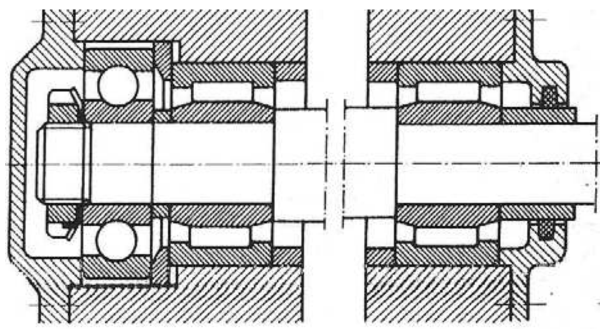
lagăr fix *lagăr mobil*

d)



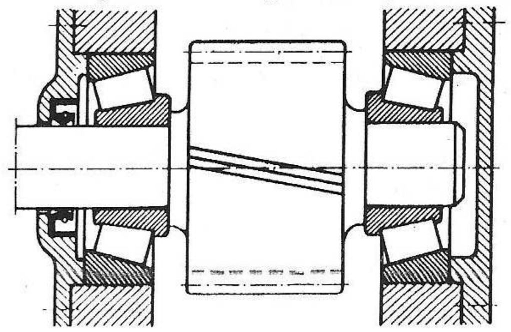
lagăr fix *lagăr mobil*

e)



lagăr fix *lagăr mobil*

f)



lagăr fix *lagăr mobil*

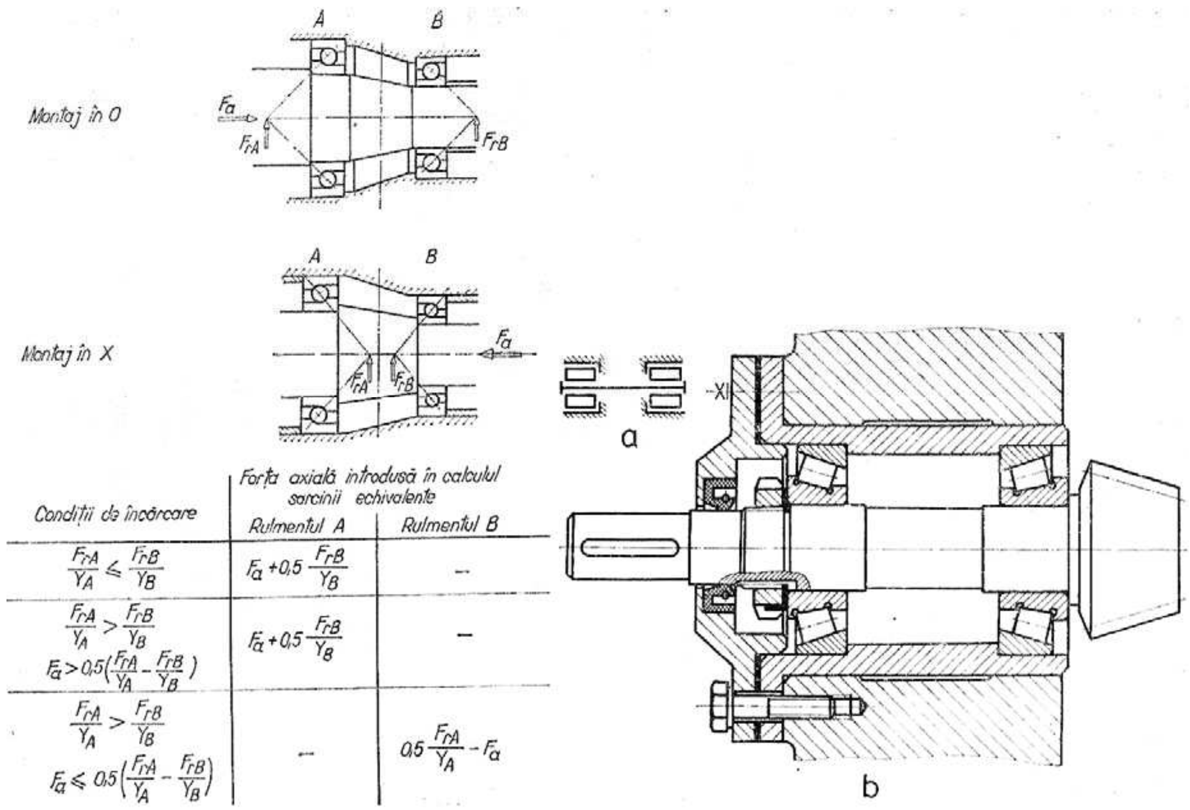
g)

Fig. 5.4 *Soluții de realizare a rezemării arborilor cu lagăr conducător–lagăr liber*

Figura 5.5 reprezintă două soluţii de realizare a variantei de rezemare cu conducere reciprocă:

a) *montajul în X* (la care distanţa dintre centrele punctelor de aplicaţie a reacţiunilor este mai mică decât distanţa dintre centrele rulmenţilor) se recomandă în cazul arborilor scurţi cu deformaţii termice neglijabile şi la care nu există restricţii în privinţa gabaritului axial, montajul permiţând şi deformaţii de încovoiere moderate;

b) *montajul în O* (distanţa dintre punctele de aplicaţie a reacţiunilor este mai mare decât distanţa dintre centrele rulmenţilor) se recomandă în cazul arborilor scurţi şi rigizi, cu deformaţii de încovoiere neglijabile, cu dilataţii termice mici, deoarece în cazul utilizării rulmenţilor radial-axiali dilataţiile termice modifică jocul din rulmenţi.



Condiţii de încărcare	Forţa axială introdusă în calculul sarcinii echivalente: Rulmentul A	Rulmentul B
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \le \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_a + 0{,}5\frac{F_{rB}}{Y_B}$	–
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a > 0{,}5\left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B}\right)$	$F_a + 0{,}5\frac{F_{rB}}{Y_B}$	–
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $F_a \le 0{,}5\left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B}\right)$	–	$0{,}5\frac{F_{rA}}{Y_A} - F_a$

Fig. 5.5 *Soluţii de rezemare a arborilor pentru varianta cu conducere reciprocă*

3) Alegerea tipului de rulmenţi

La alegerea tipului de rulmenţi utilizaţi pentru rezemarea arborilor este necesară considerarea următoarelor criterii: natura şi mărimea forţelor, turaţia de funcţionare, abaterile de la coaxialitate şi rotirile în reazeme, precizia de fabricaţie şi jocul radial, zgomotul rulmenţilor, temperatura de funcţionare.

Reprezentarea schematică a direcţiilor pentru *solicitările de bază* (triunghiurile înnegrite) şi *solicitări posibile* (triunghiurile albe) în cazul principalelor tipuri constructive de rulmenţi este realizată în figura 5.6.

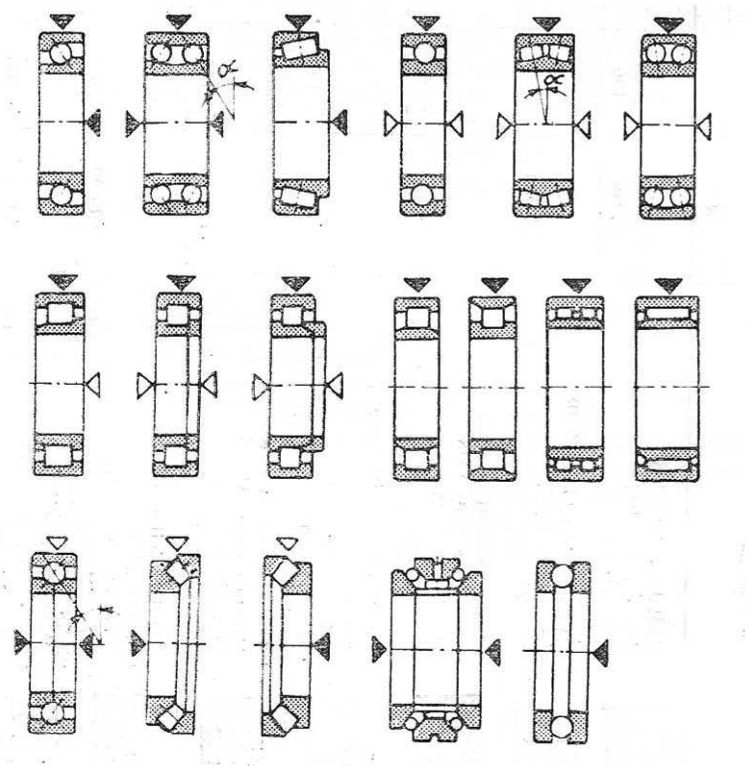


Fig. 5.6 *Tipuri constructive de rulmenți (solicitări de bază și suplimentare)*

Pentru preluarea sarcinilor combinate (radiale și axiale) în funcție de mărimea acestora se pot utiliza următoarele tipuri de rulmenți:

- dacă $F_A << F_R$ $\rightarrow$ rulmenți radiali cu bile sau cu role cilindrice de tip NJ sau NUP;
- dacă $F_A \approx F_R$ $\rightarrow$ rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, care pot suporta sarcini axiale într-un singur sens;
- dacă $F_A >> F_R$ $\rightarrow$ rulmenți radial-axiali cu role conice montați în X sau O.

4) Stabilirea tipodimensiunii rulmenților

Alegerea rulmenților din cataloage firmelor producătoare se realizează după *dimensiunea de montaj* (diametrul inelului interior *d* egal cu diametrul tronsonului de pe arbore prevăzut pentru rezemare $d_{j_A,\ B,\ C;\ D;\ E;\ F}$) și *capacitatea dinamică de bază* ($C_{catalog} \geq C_r$).

Determinarea capacității dinamice de bază se realizează prin calculul următoarelor mărimi:

- *sarcina dinamică echivalentă* se evaluează cu relația:

$$P_e = X \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad [\text{N}] \tag{5.14}$$

în care: *X* și *Y* sunt coeficienți dependenți de tipul rulmentului (indicați de cataloagele de rulmenți);

- *durabilitatea rulmentului* se stabilește funcție de turația arborelui n_a și durata de funcționare D_h:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot D_h}{10^6} \quad [\text{milioane rotații}] \tag{5.15}$$

- *capacitatea dinamică de bază necesară* rulmentului:

$$C_r = P_e \cdot L^{1/p} \quad [\text{N}] \tag{5.16}$$

După selectarea rulmentului care are capacitatea dinamică de catalog superioară valorii calculate se aleg dimensiunile rulmentului (diametrul interior *d*, diamentrul exterior *D*, lățimea *B*) și simbolul acestuia.

2.3. Stabilirea formei constructive a arborilor

Forma constructivă pentru arborii transmisiei principale se definitivează după alegerea dimensiunilor rulmenților, cu verificarea diametrelor pentru fiecare tronson ($d_{adoptat} > d_{calculat}$ la predimensionarea arborilor din diagramele de momente de încovoiere echivalente).

2.4. Calculul asamblărilor arbore-butuc

Pentru fixarea roților dințate pe arborii transmisiei principale se utilizează *asamblări cu pană paralelă* (STAS 1004) cu dimensiuni *b x h* și lungimi *l* reprezentată în figura 5.7.

Materialele recomandate pentru construcția penelor paralele sunt oțelurile carbon (OL 50, OL 60) sau de calitate (OLC 35, OLC 45).

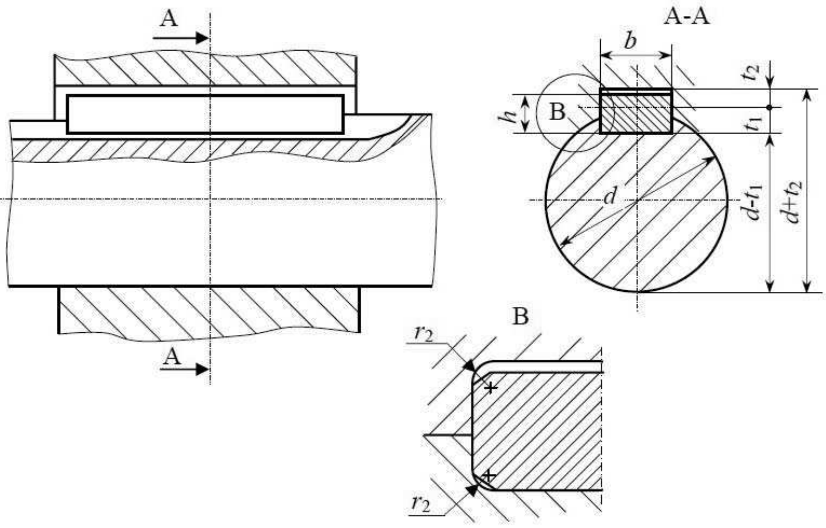


Fig. 5.7 *Dimensiunile asamblării cu pană paralelă*

Alegerea penei paralele constă în stabilirea dimensiunilor standard ale secțiunii penei paralele *b* şi *h* (tabelul 5.1) funcţie de valoarea diametrului arborelui *d* în zona asamblării.

Lungimea minimă necesară a penei paralele (lungime de calcul pentru o singură pană) se determină din condiția de rezistență la solicitarea de strivire:

$$l_c \geq \frac{4 \cdot T_a}{d \cdot h \cdot \sigma_{as}} \tag{5.17}$$

în care: T_a este momentul de torsiune care solicită arborele, iar σ_{as} este tensiunea admisibilă la strivire a cărei valoare se impune funcție de tipul solicitării sau asamblării:

100 ... 150 MPa – sarcini constante,

65 ... 100 MPa – sarcini pulsatorii,

35 ... 50 MPa – sarcini alternate și cu șocuri,

10 ... 30 MPa – îmbinări mobile.

Tabelul 5.1 *Dimensiuni pentru asamblarea cu pană paralelă*

Diametrul arborelui *d*		Dimensiunile nominale ale penelor		Dimensiunile canalului											
				Lățimea *b*						Adâncimea				Raza de racordare *r*	
				nominal	Abateri limită					în arbore t_1		în butuc t_2			
					Ajustaj										
					liber		normal		presat						
					arbore H9	butuc D10	arbore N9	butuc Js9	arbore și butuc P9	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	maximă	minimă
Peste	Până	b	h												
6	8	2	2	2	+0,025	+0,060	–0,004	+0,0125	–0,006	1,2		1,0			
8	10	3	3	3	0	+0,020	–0,029	–0,0125	–0,031	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	4						2,5	0	1,8	0		
12	17	5	5	5	+0,030	+0,078	0	+0,0150	–0,012	3,0		2,3			
17	22	6	6	6	0	+0,080	–0,030	–0,0150	–0,042	3,5		2,8		0,25	0,16
22	30	8	7	8	+0,036	+0,098	0	+0,0180	–0,015	4,0		3,3			
30	38	10	8	10	0	+0,040	–0,036	–0,0180	–0,051	5,0		3,3			
38	44	12	8	12						5,0		3,3			
44	50	14	9	14	+0,043	+0,120	0	+0,0215	–0,018	5,5		3,8		0,40	0,25
50	58	16	10	16	0	+0,050	–0,043	–0,0215	–0,061	6,0		4,3			
58	65	18	11	18						7,0	+0,2	4,4	+0,2		
65	75	20	12	20						7,5	0	4,9	0		
75	85	22	14	22	+0,052	+0,149	0	+0,0260	–0,022	9,0		5,4			
85	95	25	14	25	0	+0,065	–0,052	–0,0260	–0,074	9,0		5,4		0,60	0,40
95	110	28	16	28						10,0		6,4			
110	130	32	18	32						11,0		7,4			
130	150	36	20	36	+0,062	+0,180	0	+0,0310	–0,026	12,0		8,4			
150	170	40	22	40	0	+0,080	–0,062	–0,0310	–0,088	13,0		9,4		1,0	0,7
170	200	45	25	45						15,0		10,4			
200	230	50	28	50						17,0		11,4			
230	260	56	32	56						20,0	+0,3	12,4	+0,3		
260	290	63	32	63	+0,074	+0,220	0	+0,0370	–0,032	20,0	0	12,4	0	1,5	1,2
290	330	70	36	70	0	+0,100	–0,074	–0,0370	–0,106	22,0		14,4			
330	380	80	40	80						25,0		15,4			
380	440	90	45	90	+0,087	+0,260	0	+0,0435	–0,037	28,0		17,4		2,5	2,0
440	500	100	50	100	0	+0,120	–0,087	–0,0435	–0,121	31,0		19,5			

Lungimea penei l se calculează pe baza alegerii formei constructive (din figura 5.8):

$$l \geq l_c + b \qquad \text{– pentru forma A (rotunjită la ambele capete),}$$

$$l \geq l_c + \frac{b}{2} \qquad \text{– pentru forma B (rotunjită numai la un capăt)}$$

iar valoarea rezultată se standardizează la lungimile indicate în tabelul 5.2 funcție de dimensiunile secțiunii transversale *b* x *h*.

Observație: Dacă lungimea penei este mai mare decât lungimea butucului se montează mai multe pene (două așezate la 180^0 sau trei la 120^0).

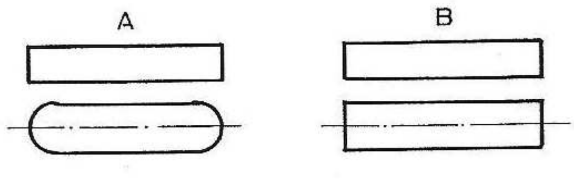


Fig. 5.8 *Forme constructive de pană paralelă*

Tabelul 5.2 *Lungimi pentru pene paralele*

b	nominal	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**8**	**10**	**12**	**14**	**16**	**18**	**20**	**22**	**25**	**28**	**32**	**36**
	abateri limită h9	0 –0,025		0 –0,030			0 –0,036		0 –0,043				0 –0,052				0 –0,062	
h	nominal	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**14**	**14**	**18**	**18**	**20**
	abateri limită	0 –0,025		0 –0,030			0 –0,090					0 –0,110						0 –0,13
f	minim	0,16			0,25			0,40					0,60					
r	maxim	0,25			0,40			0,60					0,80					
l																		
6																		
8																		
10																		
12																		
14																		
16																		
18																		
20																		
22																		
25																		
28																		
32																		
36																		
40																		
45																		
50																		
56																		
63																		
70																		
80																		
90																		
100																		

2.5. Verificarea arborilor

După etapele de predimensionare și proiectarea formei pentru arbore (inclusiv alegerea rulmenților și a asamblărilor arbore–butuc) este necesară realizarea următoarelor *verificări*:

- la oboseală,
- la rigiditate (deformații flexionale și torsionale),
- la vibrații (flexionale și torsionale)

prin diferite metode în condiții impuse de încărcare și funcționare.

2.5.1. Verificarea la oboseală

Calculul la solicitări variabile se efectuează ca o etapă de verificare în vederea evitării ruperii arborelui prin oboseala materialului.

Calculul la oboseală constă în determinarea coeficienților de siguranță efectivi c, în secțiunile în care există concentratori de tensiuni (canale de pană, caneluri, salturi de diametre, găuri transversale, filet, ajustaje presate etc.) și compararea acestora cu valorile admisibile c_a, determinate experimental cu respectarea inegalității:

$$c \geq c_a \tag{5.18}$$

Ca valori ale coeficientului de siguranţă admisibil se recomandă:

- c_a =**1,3 ... 1,5** atunci când condiţiile de funcţionare şi solicitările sunt precis cunoscute, calculul este corect, materialul arborelui este omogen şi tehnologia aplicată este cea prescrisă;
- c_a = **1,5 ... 2,5** pentru arbori foarte importanţi a căror defectare poate produce accidente sau avarii grave, precum şi atunci când nu sunt asigurate cerinţele anterioare.

Întrucât arborii sunt supuşi la solicitări compuse, încovoiere şi torsiune, coeficientul global de siguranţă la solicitări variabile se calculează în funcţie de coeficienţii de siguranţă partiali c_σ la solicitarea de încovoiere, respectiv c_τ la solicitarea de torsiune cu relaţia:

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \tag{5.19}$$

Relaţiile de calcul pentru coeficienţii de siguranţă parţiali, în ipoteza atingerii ciclului limită prin cicluri cu caracteristica R = constant sunt prezentate în tabelul 5.3 pentru două schematizări utilizate la arbori, date de ***Rezistenţa materialelor***: metoda *Serensen*, metoda *Soderberg*.

Tabelul 5.3 *Relaţii de calcul pentru coeficienţii de siguranţă la oboseală parţiali*

Natura solicitării	Schematizarea Serensen	Schematizarea Soderberg
Încovoiere	$c_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1N}}{k_{\sigma d} \cdot \sigma_v + \dfrac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \cdot \sigma_m}$	$c_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1N}}{k_{\sigma d} \cdot \sigma_v + \dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} \cdot \sigma_m}$
Torsiune	$c_\tau = \dfrac{\tau_{-1N}}{k_{\sigma d} \cdot \tau_v + \dfrac{2 \cdot \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \cdot \tau_m}$	$c_\tau = \dfrac{\tau_{-1N}}{k_{\sigma d} \cdot \tau_v + \dfrac{\tau_{-1}}{\tau_0} \cdot \tau_m}$

Notaţiile utilizate în relaţiile din tabelul anterior reprezintă:

σ_{-1N}, τ_{-1N} – rezistenţa la oboseală pentru solicitarea de încovoiere, respectiv torsiune, pentru ciclul alternant simetric la un număr N de cicluri;
σ_{-1}, τ_{-1} – rezistenţa la oboseală a materialului pentru solicitarea de încovoiere, respectiv torsiune, pentru ciclul alternant simetric;
σ_0, τ_0 – rezistenţa la oboseală pentru solicitarea de încovoiere, respectiv torsiune, pentru ciclul pulsator;
σ_v, τ_v – amplitudinea ciclului de solicitare la încovoiere, respectiv torsiune;
σ_m, τ_m – tensiunea medie a ciclului de solicitare la încovoiere, respectiv torsiune;
$k_{\sigma d}$, $k_{\tau d}$ – coeficientul global de concentrare a tensiunilor la încovoiere, respectiv torsiune în secţiunea considerată.

Coeficienţii globali de concentrare a tensiunilor $k_{\sigma d}$ şi $k_{\tau d}$ se determină cu relaţiile:

$$k_{\sigma d} = \frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}, \qquad k_{\tau d} = \frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_1 \cdot \beta_2} \tag{5.20}$$

în care:

$\beta_{k\sigma}$, $\beta_{k\tau}$ – coeficienţi efectivi de concentrare a tensiunilor în secţiunea considerată, corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune;
ε_σ, ε_τ – coeficienţi dimensionali corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune;
β_1 – coeficient de calitate a suprafeţei,
β_2 – coeficient dependent de tratamentul termic aplicat stratului superficial al materialului.

Coeficienţii mai sus menţionaţi sunt *coeficienţi de corecţie* care ţin seama de faptul că încercarile la oboseală se efectuează pe epruvete standard, ale căror dimensiuni şi prelucrări diferă de cele ale arborilor proiectaţi şi care se execută fără concentratori de tensiuni.

Coeficienţii $\beta_{k\sigma}$ şi $\beta_{k\tau}$ se definesc ca raport între rezistenţa la oboseala a epruvetei netede, fără concentrator, şi rezistenţa la oboseală a epruvetei cu aceleaşi dimensiuni ca cea netedă dar prevazută cu concentrator, pentru acelaşi ciclu de solicitare. Valorile acestor coeficienţi se aleg din diagrame, în funcţie de tipul şi caracteristicile concentratorului (racordări figurile 5.9 – 5.10, canal de pană figura 5.11, caneluri figura 5.12, degajări figurile 5.13 şi 5.14, filet metric figura 5.15, ajustaj presat figura 5.16), fiind cuprinse între limitele indicate în tabelul 5.4.

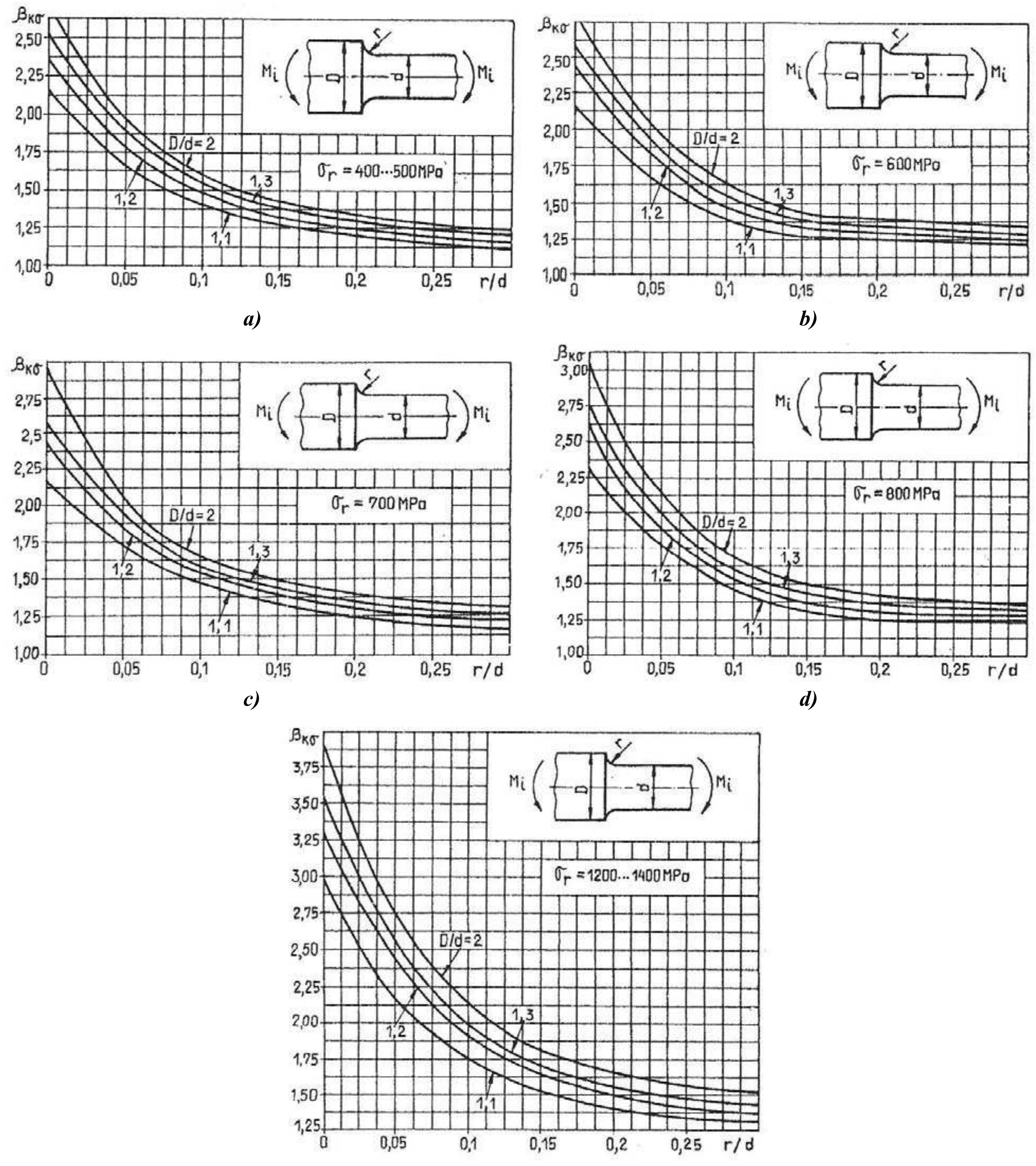
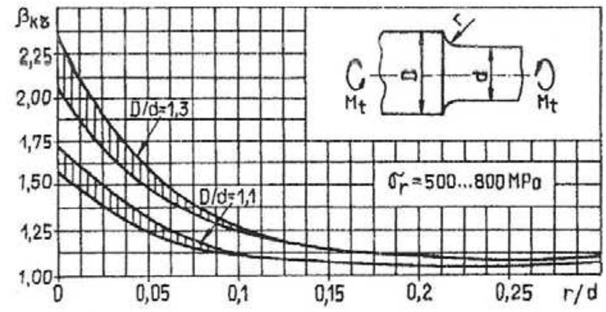
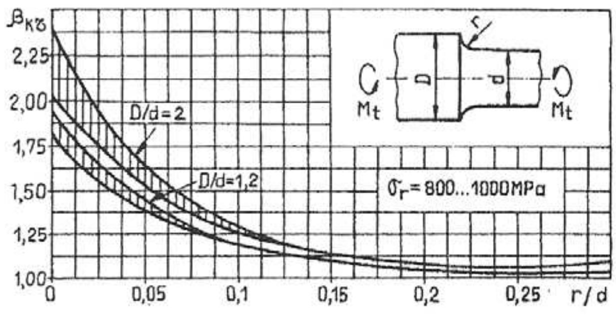


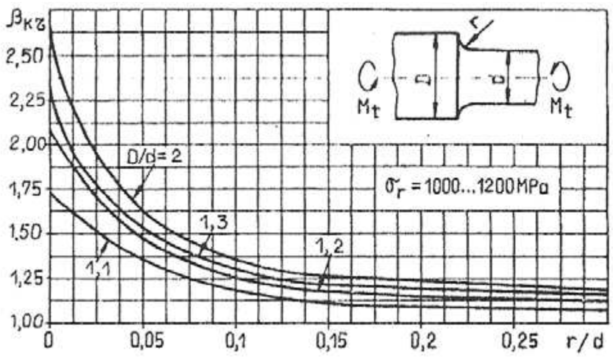
Fig. 5.9 *Coeficienţii de concentrare* $\beta_{k\sigma}$ *pentru racordări*



a)



b)



c)

Fig. 5.10 *Coeficienţii de concentrare $\beta_{k\tau}$ pentru racordări*

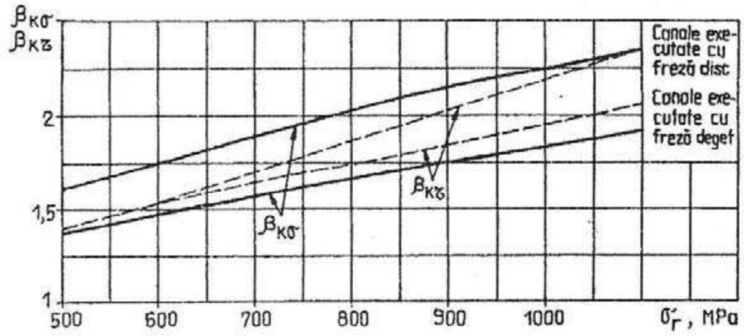


Fig. 5.11 *Coeficienţii de concentrare $\beta_{k\sigma}$ şi $\beta_{k\tau}$ pentru canal de pană*

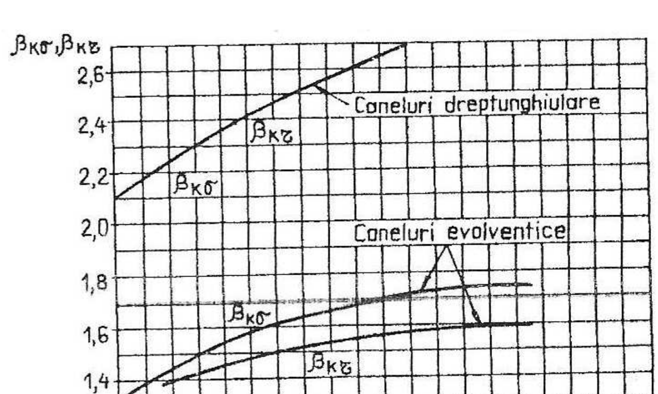
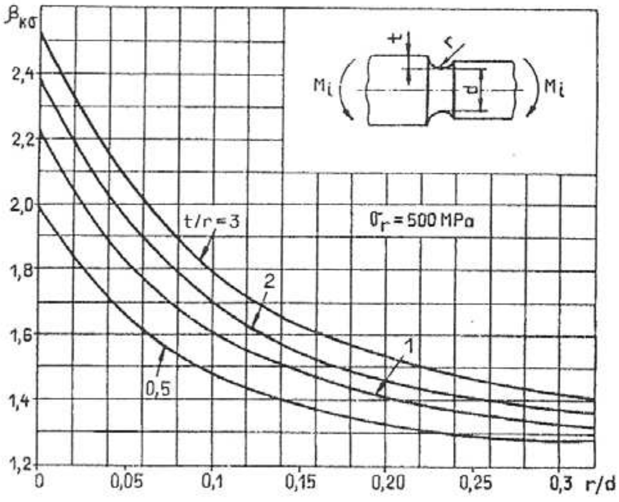
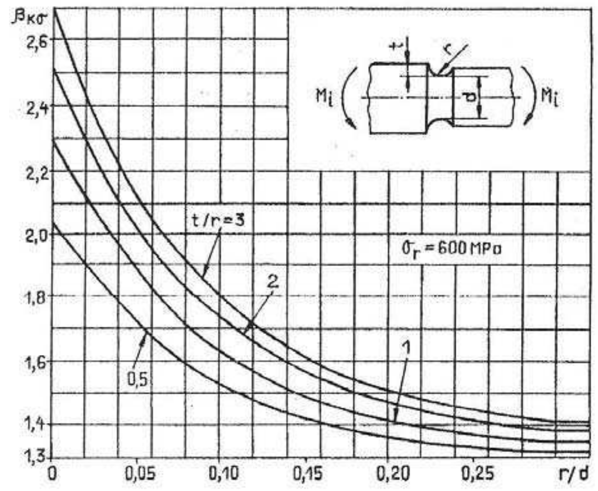


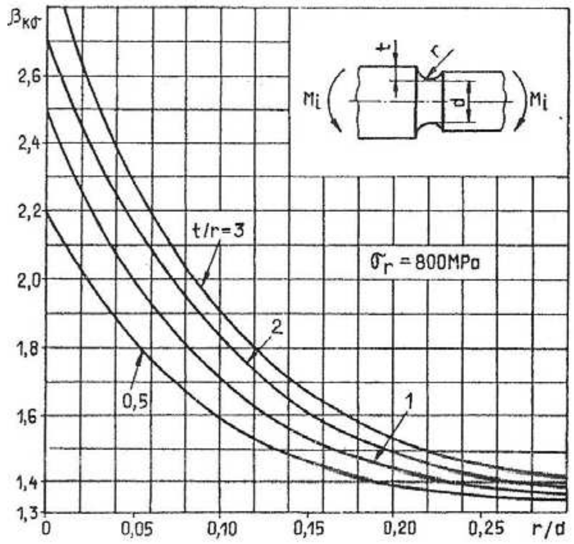
Fig. 5.12 *Coeficienţii de concentrare $\beta_{k\sigma}$ şi $\beta_{k\tau}$ pentru caneluri*



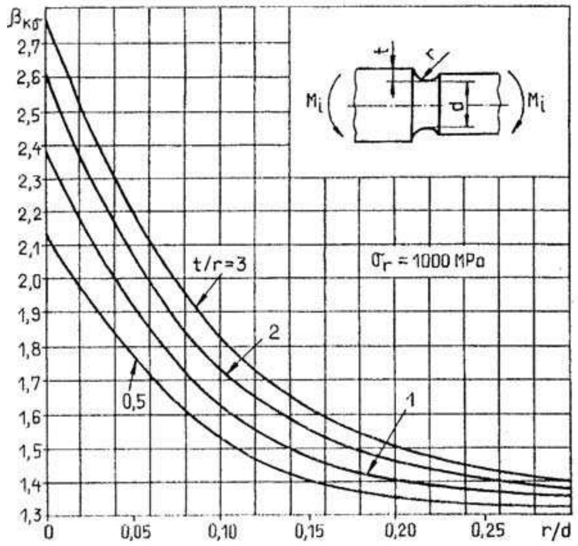
a)



b)



c)



d)

Fig. 5.13 *Coeficientul de concentrare $\beta_{k\sigma}$ pentru degajări*

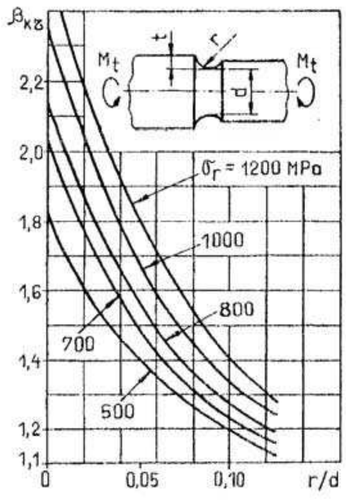


Fig. 5.14 *Coeficientul de concentrare $\beta_{k\tau}$ pentru degajări*

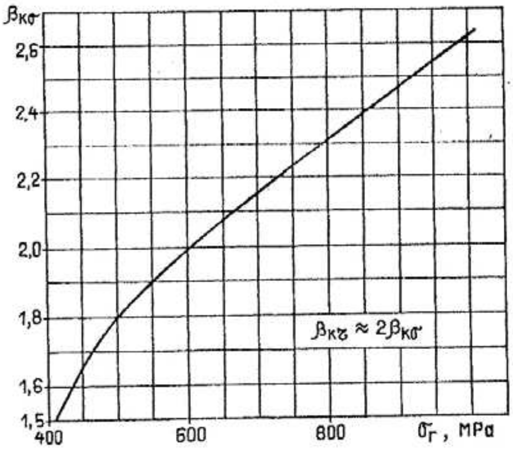
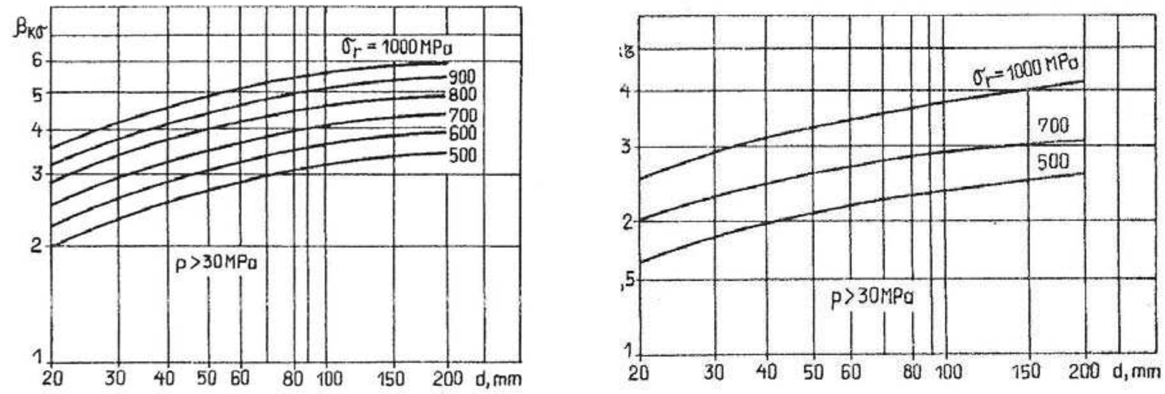


Fig. 5.15 *Coeficienţii de concentrare $\beta_{k\sigma}$ şi $\beta_{k\tau}$ pentru filetul metric*



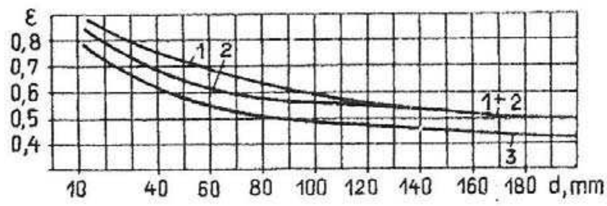
a) ***b)***

Fig. 5.16 *Coeficienţii de concentrare $\beta_{k\sigma}$ şi $\beta_{k\tau}$ pentru asamblări presate*

Tabelul 5.4 *Valori pentru coeficienţii efectivi de concentrare a tensiunilor*

Tipul concentratorului	Coeficientul	
	$\beta_{k\sigma}$	$\beta_{k\tau}$
Racordare	1 ... 4	1 ... 3
Degajare	1,3 ... 3	1,1 ... 2,5
Canal de pană	1,4 ... 3	1,4 ... 3
Caneluri evolventice	1,3 ... 1,8	1,3 ... 1,6
Caneluri dreptunghiulare	2,1 ... 3	2,1 ... 3
Filet metric	1,4 ... 2,7	1,4 ... 2,7
Ajustaj presat	2 ... 6	1,5 ... 4

Coeficienţii ε_σ şi ε_τ ţin seama de faptul că dimensiunile reale ale arborelui diferă de cele ale epruvetei, valorile fiind date în diagrame (figura 5.17) şi sunt cuprinse în intervalul ***1,4 ... 1***.



1 – ε_σ, pentru oţel carbon;
2 – ε_τ, pentru orice fel de oţel;
3 – ε_σ, pentru oţel aliat.

Fig. 5.17 *Dependenţa coeficientului de concentrare ε_σ de valoarea diametrului*

Coeficientul dat ca produs $\beta_1 \cdot \beta_2$ se defineşte ca raport între rezistenţa la oboseală a epruvetei cu suprafaţa rugoasă şi rezistenţa la oboseală a epruvetei cu suprafaţa lustruită şi depinde nu numai de netezimea suprafeţei ci şi de rezistenţa la rupere a materialului arborelui şi de natura tratamentului superficial.

Coeficientul β_1 dependent de calitatea suprafeţei se alege din diagrame (figura 5.18) având valori între ***0,1*** şi ***1***.

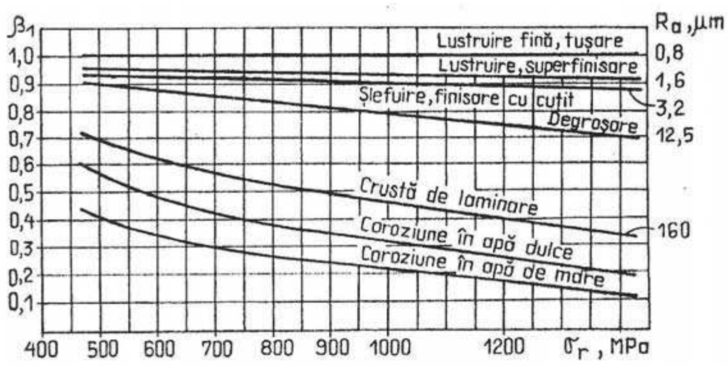


Fig. 5.18 *Coeficientului de corecţie* β_1

Alegerea coeficientului β_2 dependent de tratamentul termic aplicat stratului superficial se realizează din tabelul 5.5 funcţie de rezistenţa la rupere a materialului arborelui şi are valori ***1,1 ... 2,8***.

Tabelul 5.5 *Valorile coeficientului* β_2 *dependent de tratamentul termic aplicat stratului superficial*

Natura tratamentului termic	**Tensiunea de rupere a miezului** σ_r, MPa	**Valoarea coeficientului** $\beta_{k\sigma}$		
		(arbore lis) 1	1,5	1,8...2
		Valoarea coeficientului β_2		
Călire superficială prin curenţi de înaltă frecvenţă	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	-	-
Nitrurare	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Cementare	400...600	1,8...2,0	3	-
	700...800	1,4...1,5	-	-
	1000...1200	1,2...1,3	2	-
Ecruisare prin jet de alice	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Ecruisare prin rulare cu role	-	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0

Dacă într-o anumită secţiune condiţia (5.18) nu este îndeplinită, adică arborele nu rezistă la oboseală, se iau măsuri constructive pentru respectarea acesteia şi anume:

- modificarea geometriei concentratorului de tensiune în sensul diminuării coeficienţilor globali $k_{\sigma d}$ şi $k_{\tau d}$;
- realegerea modului de finisare a suprafeţei, în sensul creşterii coeficientului de calitate a suprafeţei β_1,
- majorarea diametrului arborelui,
- înlocuirea materialului cu unul ce are calităţi la oboseală superioare.